11 Reifen-Fahrbahngeräusch

11.1 Reifeneigenschaften

Das erste Luftreifenpatent wurde im Jahre 1845 von Robert William Thomson (1822–1873) angemeldet und benannte bereits den Vorteil eines Luftreifens hinsichtlich der Lärmminderung:

„[...] The nature of my said Invention consists in the application of elastic bearings round the tires of the wheels of carriages, for the purpose of lessening the power required to draw the carriages, rendering their motion easier, and diminishing the noise they make when in motion. I prefer employing for the purpose a hollow belt composed of some air and water tight material, such as caoutchouc or gutta percha, and inflating it with air, whereby the wheels will in every part of their revolution present a cushion of air to the ground or rail or track on which they run. [...]“ [1]

Allerdings scheiterte die Industrialisierung an mangelnder Luftdichtigkeit der Konstruktion, dem zur damaligen Zeit noch fehlenden technischen Bedarf sowie den hohen Anschaffungskosten. Erfolgreicher war der zweite Versuch durch John Boyd Dunlop (1840–1921), der das unkomfortable Fahrverhalten des Dreirades seines Sohnes verbessern wollte. Er führte im Februar 1888 erste Tests mit einem „Luftreifen“ am Dreirad seines Sohnes durch und meldete die Konstruktion als Patent an:

„[...] In carrying out my Invention, I employ a hollow tube tyre of India rubber, surrounded with cloth canvas or suitable material adapted to withstand the pressure of the air introduced and contained within the tube tyre as hereunder mentioned. The canvas or cloth being covered with rubber or other suitable material to protect it from wear on the road. Said hollow tube tyre is secured to the wheel felloes – say by a suitable cement or by other efficient means – and is inflated with air or gas under pressure. [...]“ [2]

Ende 1889 begann die Industrialisierung des Luftreifens durch Gründung der Firma „The Pneumatic Tyre and Booth’s Cycle Agency Limited“ durch Harvey du Cros (1846–1919). Dieser erkannte die Bedeutung des Luftreifens und baute durch Ankäufe von Patentlizenzen seine Firma aus, in der Dunlop bis 1895 als Direktor tätig war:

„All vibration is intercepted between the rim and the ground and the machine receives no jar, and will last much longer than a machine with solid tires. Riders will be able to use lighter frames, with an increase in speed and ease of propulsion. The pneumatic tire will be most indispensable to ladies and persons of delicate nerves.“ [3]

Nicht so geradlinig war die Entwicklung hinsichtlich der Patente zur Fixierung des Reifens auf der Felge. Mehr als 3000 Patente wurden dazu allein in den fünf Jahren nach Dunlops Luftreifenpatent in England angemeldet. Bis 1950 wurden ca. 15000 Erfindungen als Ersatz für den Pneumatik angemeldet, allerdings keines, welches den Luftreifen hätte ablösen können.

Ein moderner Luftreifen für PKW besteht im Wesentlichen aus 9 Baugruppen (**Bild 11-1**), die unterschiedliche Aufgaben übernehmen und zahlreiche Eigenschaften beeinflussen:

1 *Laufstreifen* – sicherer Kontakt zur Straße, Nass- und Trockenbremsen, Abrieb, Rollwiderstand

2 *Bandage* – Kräfte in Umfangsrichtung aufnehmen, Haltbarkeit

3 *Gürtel* – Kräfte in Umfangsrichtung und Querrichtung aufnehmen, Minimierung der Verschiebungen in Umfangsrichtung, Fahrverhalten, Haltbarkeit, Komfort, …

4 *Karkasse* – Radiale Kräfte aufnehmen Haltbarkeit, Komfort, …

5 *Innenschicht* – Luftundurchlässigkeit

6 *Seitenwand* – Schutz der Karkasse, Fahrverhalten

7 *Wulst* – Fahrverhalten, Komfort

8 *Kern* – Kräfte in Umfangsrichtung, hält Karkasse auf der Felge

9 *Wulstverstärker* – Fahrverhalten, Haltbarkeit, Komfort, …

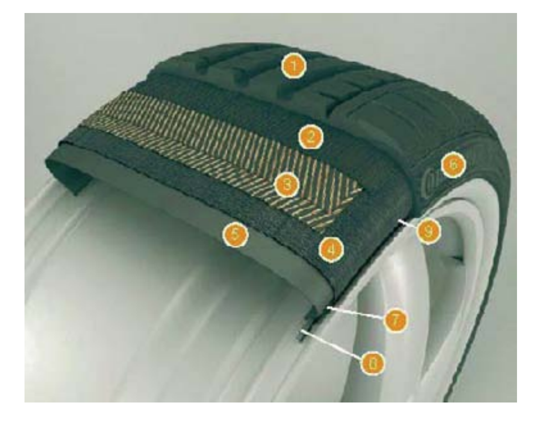


Bild 11-1: Baugruppen eines Pkw- Reifens

Der Reifen ist ein zentrales Bauteil zur Gewährleistung der Fahrzeugsicherheit. Die wichtigsten Reifeneigenschaften sind:

- Tragen des Fahrzeuggewichtes
- Übertragen der Kräfte vom Fahrzeug zur Straße
- Unregelmäßigkeiten der Straße isolieren

Dabei bestimmen die Trageigenschaften die Reifenkonstruktion maßgeblich. Mechanisch betrachtet kann der Reifen vereinfacht als Membranzylinder **(Bild 11-2)** behandelt werden.

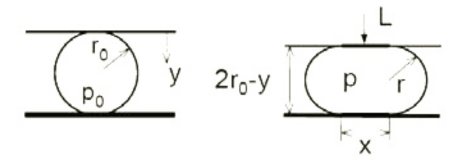


Bild 11-2: Unbelasteter und belasteter Membranzylinder

Ein unbelasteter Membranzylinder mit dem Zylinderradius r_0 und dem Innendruck p_0 hat eine Membranspannung $S = p_0 \cdot r_0$. Ein mit der Last L belasteter Membranzylinder hat eine der Last entsprechend verringerte Membranspannung wie in den folgenden Gleichungen abgeleitet ist:

$$r = r_0 - \frac{y}{2},\ \ x = \frac{\pi}{2} \cdot y$$

$$p = p_0 \cdot \frac{\pi \cdot r_0^2}{\pi(r_0^2 - y^2/4)}$$

$$L = p_0 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \frac{y}{1 - y^2/4r_0},\ \ L \approx p_0 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot y$$

$$S = p_0 \cdot \frac{r_0^2}{1 + y/2r_0}$$

Die vertikale Last L_z, die ein Reifen tragen kann **(Bild 11-3)**, berechnet sich dann zu:

$$L_z = p_i \cdot A + k \cdot x$$

mit

p_i = Innendruck
A = Bodenaufstandsfläche[1]
k = Steifigkeit der Karkasse
x = Einfederung

Ein typischer Wert für $k \cdot x$ ist 15% von L_z. Die Größenordnungen verdeutlicht ein Beispiel. Bei einem Innendruck von p_i = 2 bar = 0.2 N/mm^2 und einer Last L_z = 4000 N errechnet sich die Größe der Bodenaufstandsfläche zu A = 174 cm^2 ≈13 × 13 cm.

Eine Konstruktion, bei dem die eingeschlossene Luft einen großen Teil der Radlast trägt, ist sehr vorteilhaft, da die Lebensdauer der Luft unbegrenzt ist und der flexible Gummi lange hält. Andererseits bedeutet dieses Tragverhalten auch, dass bei steigenden Fahrzeuggewichten eine größere Aufstandsfläche erforderlich wird. Dies muss nicht unbedingt zu einer größeren Schallabstrahlung der Reifen führen, allerdings strahlen breitere Reifen tendenziell mehr Schall ab. Je nach Optimierungsschwerpunkt der Reifeneigenschaften streuen die Schallpegel für Reifen gleicher Größe und Kategorie um bis zu 3 dB(A).

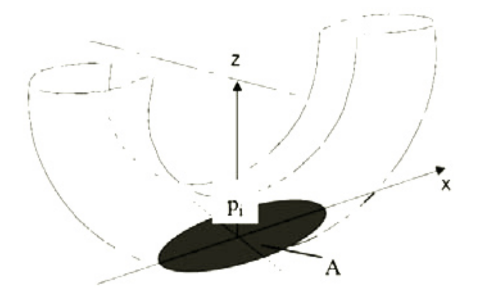


Bild 11-3: Tragverhalten eines Reifens

Die Bodenaufstandsfläche des Reifens ist der einzige direkte Kontakt zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Diese Verbindung muss so gestaltet sein, dass große Kräfte unter allen Fahrbedingungen sicher übertragen werden. Dies ist nur möglich, weil ein Reifen ein mit modernsten Methoden entwickeltes Hochtechnologieprodukt ist. Die Reifeneigenschaften müssen so gestaltet werden, dass unterschiedlichste Anforderungen erfüllt sind:

- *Sicherheit* – Bremsen auf trockener, nasser und vereister Straße ebenso wie gutes Aquaplaning Verhalten
- *Fahreigenschaften* – Reifeneigenschaften bei hoher Geschwindigkeit
- *Wirtschaftlichkeit* – Lebensdauer, Benzinverbrauch (Rollwiderstand) und Rohstoffe (Gewicht)
- *NVH (Noise, Vibration, Harshness)* – mechanischer und akustischer Komfort

Prinzipiell kann der Reifeningenieur die gewünschten Eigenschaften durch Veränderungen am Reifenprofil, der Profilgummimischung, der Reifenkontur, der Reifenkonstruktion mit Einlagen sowie der anderen Reifengummimischungen einstellen, wobei durch das Reifenprofil und die Profilmischung die Eigenschaften Trockengriff, Nassgriff, Schnee- und Eisgriff und Aquaplaning eingestellt werden. Über die Reifenkontur, die Reifenkonstruktion mit Einlagen sowie die anderen Reifengummimischungen lassen sich Höchstgeschwindigkeit sowie die Haltbarkeit und der Sitz des Reifens auf der Felge einstellen. Die Opti-

[1] Wird in der Literatur auch Latsch genannt

mierung der Fahreigenschaften, des Rollwiderstandes, des Rollgeräusches, des Komforts und des Abriebverhaltens kann der Reifeningenieur durch Veränderungen des Reifenprofils, der Profilgummimischung, der Reifenkontur und der Reifenkonstruktion erreichen, wobei zwischen den Komponenten Wechselwirkungen bestehen.

Der Luftreifen reduziert das Rollgeräusch schon sehr viel. Da der Reifen als Membran jedoch leicht in Schwingungen versetzt werden kann, reichen die kleinen Schwingwege auf der Reifenoberfläche aus, den Schallpegel heutiger Reifen zu einem großen Teil zu erzeugen. Die Schwingwege auf der Reifenoberfläche nahe der Bodenaufstandsfläche liegen bei einer Anregung von 1000 Hz in der Größenordnung von 100 nm (100×10^{-9} m). Im Vergleich dazu beträgt der Durchmesser eines menschlichen Haares 50 µm (50×10^{-6} m). Die Reduzierung dieser winzigen Schwingwege bei hoher Fahrgeschwindigkeit ist eine technologisch sehr anspruchsvolle Aufgabe. Die komplexe Verteilung der Schwingschnelle auf der Oberfläche eines rollenden Reifens bei 1000 Hz ist in **Bild 11-4** abgeleitet aus den Ergebnissen der Berechnung mit einem Hybrid-Modell [4] gezeigt. Die Größe der Amplituden wird dabei weitgehend durch das Reifenprofil und die Laufstreifenmischung bestimmt. Dies ist einfach nachzuweisen durch das Abrauen zweier Reifen mit unterschiedlichem Rollgeräuschpegel. Nach dem Abrauen des Laufstreifens strahlen die Reifen fast denselben Rollgeräuschpegel ab, der dann bei gleicher Masse nur durch den Innendruck und die Last bestimmt wird.

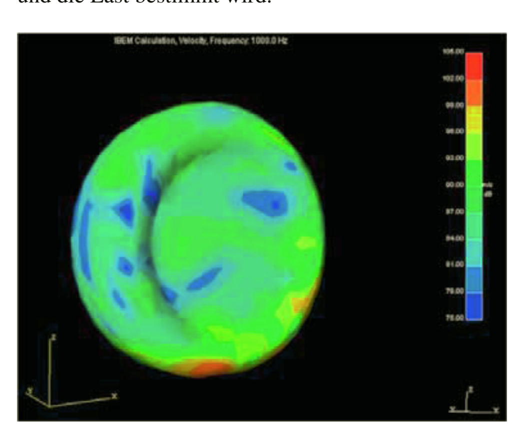


Bild 11-4: Schwingschnelle auf der Oberfläche eines rollenden Reifens bei 1000 Hz

11.2 Reifeneinfluss auf das Rollgeräusch

Die Reifenhersteller suchen seit vielen Jahren nach Konstruktionen und Auslegungen, welche die vielfältigen Forderungen der Automobilindustrie erfüllen (Kapitel 11.2.5) und gleichzeitig weniger Schall abstrahlen. Die Entstehungsmechanismen des Reifenrollgeräusches sind schon lange auch außerhalb der Reifenindustrie Gegenstand der Forschung. Obwohl schon in den 80er Jahren ein Sonderforschungsbereich der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG zu diesem Thema eingerichtet wurde, ist es bis heute schwierig, Reifen mit wesentlich verminderter Schallabstrahlung herzustellen. Die Ursachen liegen sowohl in der Komplexität der Schallentstehungsmechanismen als auch in den zahlreichen Zielkonflikten. Die Mechanismen der Rollgeräuschentstehung hat Kropp [5] im Rahmen des EU-Projektes SILENCE zusammengestellt:

- *Strukturschwingungen* – Schallgenerierung durch Abstrahlung von der Reifenoberfläche (z.B. Anregung durch Rauhigkeit der Straße, Reifenprofil, Reifenklotzaufschlag, Reibphänomene in der Bodenaufstandsfläche, Reifenklotzausschnappen und nicht gleichmäßige Verteilung der Massen und Steifigkeiten in der Reifenstruktur).
- *Kompressionsgeräusch*[2] – Schallgenerierung durch aerodynamische Prozesse im Kontaktbereich Reifen- Fahrbahn (z.B. durch Verdrängung von Luft infolge von Änderungen der Kontaktgeometrie und das Öffnen und Schließen von Hohlräumen).
- *Horneffekt* – Impedanzanpassung zwischen dem Raum nahe dem Kontaktbereich Reifen/Fahrbahn und der Umgebung. Diese Impedanzanpassung führt zu einer Verstärkung des abgestrahlten Schalls. Dieses Phänomen reagiert sehr sensitiv auf Geometrieänderungen des Kontaktbereiches und auf Änderungen der akustischen Impedanz der Straßen- und/oder Reifenoberfläche
- *Resonanzphänomene* – in Rillen zwischen den Profilblöcken. Dies führt zu (häufig tonalen) Verstärkungen der Schallabstrahlung aus dem Kontaktbereich.

Die Verteilung der Schallquellenanteile beim Pkw-Reifen wurde von Bschorr [6] abgeschätzt. Danach wird der größte Anteil durch die Strukturschwingungen verursacht (**Tabelle 11-1**).

Lärmursache	Beteiligung (%)
Strukturschwingungen	60 bis 80
Kompressionsgeräusch	10 bis 30
Reifen-Innenlärm	5 bis 20
Aerodynamischer Lärm	< 10
Stollenschwingungen	< 5

Tabelle 11-1: Prozentuale Verteilung der Schallquellenanteile beim Reifen

[2] Im engl. Sprachraum: air pumping

Eine wesentliche Lärmreduzierung des luftschallinduzierten Rollgeräusches ist nach obigen Erkenntnissen nur möglich, wenn es gelingt, die Abstrahlung der Strukturschwingungen des Reifens zu vermindern. Erst danach sind Maßnahmen an den weiteren Entstehungsmechanismen Erfolg versprechend. Strukturschwingungen werden durch Bodenunebenheiten und Profildiskontinuitäten an der Kontaktstelle des Reifens mit der Fahrbahn angeregt. Im Ein- und Auslaufbereich des Reifens beginnend, kommt es dadurch zu erzwungenen Schwingungen der gesamten Reifenkarkasse. Diese Oberflächenschwingungen führen schließlich zur Abstrahlung von sekundärem Luftschall. Die Möglichkeiten der Lärmminderung werden sichtbar, wenn die Wirkkette zwischen der Kraftanregung und der Schallabstrahlung näher betrachtet wird **(Bild 11-5)**.

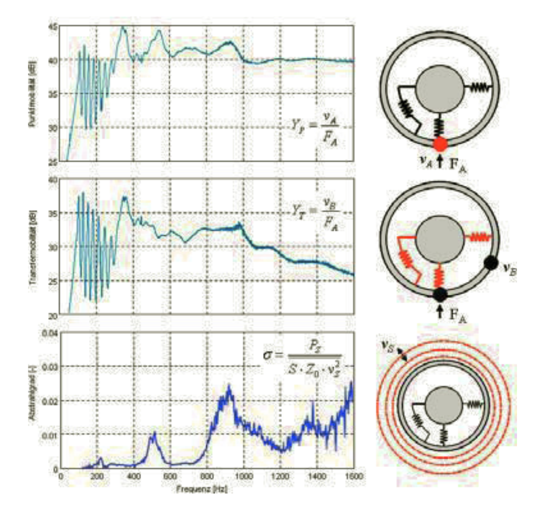


Bild 11-5: Wirkkette der Entstehung von Strukturschall beim Reifen: Anregung (oben) – Weiterleitung (mitte) – Abstrahlung (unten)

Aus der in **Bild 11-5** dargestellten Wirkkette ist leicht ersichtlich, dass entweder die Einleitung und Übertragung von Strukturschwingungen, oder deren Abstrahlung erschwert werden muss, um die abgestrahlte Schallleistung P_S zu verringern:

$$P_S = \sigma \cdot S \cdot Z_0 \cdot \overline{v_S^2}$$

Um bereits die Anregung von Strukturschwingungen in den Reifen zu minimieren, muss die Kraftanregung am Kontaktpunkt mit der Fahrbahn möglichst klein sein. Da die Unebenheitsanregung durch die Fahrbahn vorgegeben ist (Kapitel 4.1.2), bleibt als beeinflussbare Größe nur die Vergrößerung der Punktmobilität an der Kontaktfläche des Reifens mit der Fahrbahn:

$$F_A = \frac{v_A}{Y_T}$$

Die Ausbreitung der unvermeidlichen Anregungen über die Reifenoberfläche wird erschwert, wenn die Transfermobilität für alle Punkte auf der Reifenoberfläche möglichst niedrig ist:

$$v_B = Y_T \cdot F_A = \frac{Y_T}{Y_P} v_A$$

Typische Verläufe für die Mobilitäten sind in **Bild 11-5** gezeigt. Dabei ist insbesondere der Frequenzbereich um die 1000 Hz von Interesse, da in diesem Bereich die Schallabstrahlung besonders groß ist.

11.2.1 Strukturschall durch Reifenschwingungen

11.2.1.1 Anregung

Geringere Kräfte in der Kontaktfläche Reifen/Fahrbahn lassen sich u.A. durch eine gleichmäßigere Bodendruckverteilung erreichen. In **Bild 11-6** sind zwei Beispiele für Druckverteilungen dargestellt. Während bei Reifen 1 die geräuschempfindliche Reifenmitte höhere Drücke als die Randbereiche aufweist, ist die Verteilung bei Reifen 2 so optimiert, das der gesamte Bodendruckbereich näherungsweise die gleichen Drücke aufnimmt. Eine solche Druckverteilung ist nicht nur für geringeres Geräusch hilfreich, sondern führt auch zu einem reduzierten Reifenabrieb.

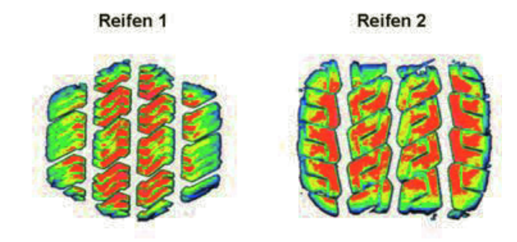


Bild 11-6: Bodendruckverteilungen von Reifen der Größe 195/70 R15

Die Kontaktsteifigkeit, bestimmt durch die Eigenschaften des Profilmaterials, die Profilgeometrie, die Reifenkontur und die Rauhigkeit der Straßenoberfläche, sollte so klein wie möglich sein. Ein Profilmaterial, das bei tiefen Frequenzen steif ist und bei mittleren und höheren Frequenzen weicher wird, führt zu kleinen Kontaktkräften im mittleren und höheren Frequenzbereich, während gleichzeitig die Fahreigenschaften weitgehend erhalten bleiben. Als allgemeine

Regel gilt, dass jede Maßnahme, die den Kontakt Reifen/Fahrbahn über die Zeit und den Ort weicher macht, zu einer Reduzierung der Kontaktkräfte im mittleren und höheren Frequenzbereich führt.

Wesentlich für eine geringe Geräuschanregung des Reifens ist die optimierte Profilgeometrie. Um auch bei Nässe genügend Sicherheit zu bieten, muss ein Reifen das Wasser durch Rillen ableiten und durch Blockkanten eine Haftung ermöglichen. Wenn alle Blöcke des Reifenprofils gleich lang wären, würde dies jedoch abhängig von der Raddrehzahl n_R, vom Radumfang U_R und von der Anzahl N der Blöcke zu einer tonalen Anregung des Reifens mit der Frequenz f_B der 1. Blockharmonischen führen:

$$f_B = \frac{n_R}{U_R \cdot N}$$

Bei 100 km/h, 70 Blöcken und einem Reifenumfang von 2 m ergibt sich beispielhaft eine Frequenz von 972 Hz. Diese würde ein sehr lästiges Reifensingen hervorrufen. Die Reifenhersteller verwenden daher unterschiedlich lange Blöcke (Pitches), um diese tonale Anregung zu „verschmieren". Wenn, wie bei dem in **Bild 11-7** gezeigten Reifen, z.B. 3 unterschiedliche Pitches verwendet werden, wird die Schallenergie auf mehrere Ordnungen verteilt, vorausgesetzt, die Anordnung der Pitches ist optimiert. Dies ist recht aufwendig, da es bei N Blöcken mit den Blocklängen n_A, n_B, und n_C eine große Anzahl n von Kombinationsmöglichkeiten gibt:

$$n = \frac{(N-1)!}{n_A! \cdot n_B! \cdot n_C!}$$



Bild 11-7: Profilblöcke mit unterschiedlichen Längen (Pitches)

Während es früher ein Problem war, aus dieser riesigen Menge geeignete Pitchfolgen zu bestimmen, gibt es heutzutage leistungsfähige Computer, mit denen sich die Alternativen durchrechnen lassen. Trotz dieser Optimierung findet sich aber immer noch die Anzahl der Blöcke auf dem Umfang im Spektrum deutlich wieder. Für einen Reifen der Größe 205/55 R16 mit einem Umfang von 1930 mm ergibt sich bei 80 km/h eine Fundamentaldrehfrequenz vom 11.5 Hz (22.2 m/s/1.93 m). Die Anregungsfrequenzen bei 66 Profilblöcken auf dem Umfang für unterschiedliche Geschwindigkeiten sind in **Bild 11-8** dargestellt. Bei höheren Geschwindigkeiten liegen die Anregungen im Frequenzbereich maximaler Schallabstrahlung des Reifens.

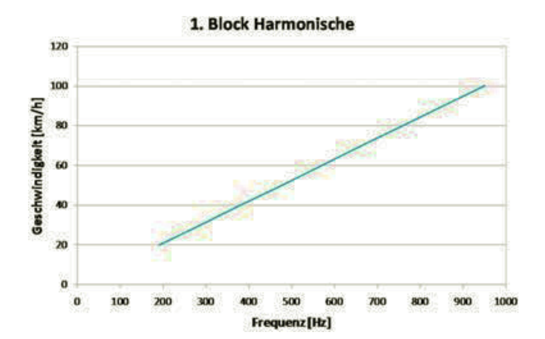


Bild 11-8: Frequenz der 1. Blockharmonischen vs. Geschwindigkeit

In **Bild 11-9** ist das Schalldruckspektrum einer Ausrollmessung vom 100 km/h auf 20 km/h über der Frequenz dargestellt. Die blaue Linie kennzeichnet die Frequenzen der 1. Blockharmonischen aus **Bild 11-8**. Durch die Verwendung einer optimierten Pitchfolge wird die Schallenergie über einen breiteren Frequenzbereich rechts der blauen Linie verteilt.

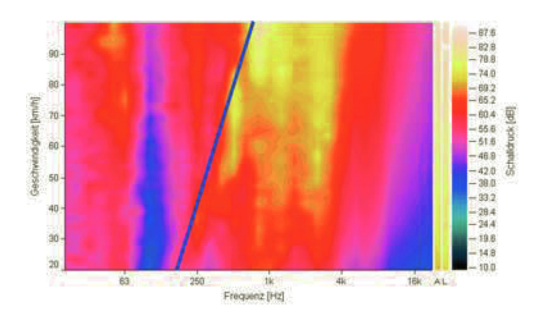


Bild 11-9: Schalldruckspektrum über Geschwindigkeit und Frequenz

Neben der Anordnung der Profilblöcke beeinflusst das Volumen der Rillen (Negativanteil) zwischen den Blöcken die Schallabstrahlung erheblich. Der Ein-

fluss des Negativanteils auf den Schalldruckpegel gemessen nach UN ECE R117 [7] zeigt **Bild 11-10** für eine Geschwindigkeit von 80 km/h und bei einer Laufstreifenhärte von 52 ShA. Dabei ist anzumerken, dass 19% Negativanteil nicht ausreicht, die Anforderungen der Automobilhersteller hinsichtlich Nassgriff zu erfüllen. Untersuchungen des Autors haben gezeigt, dass der Negativanteil in Querrichtung des Reifens den Schallpegel mehr beeinflusst als der Negativanteil in Umfangsrichtung. Noch ungünstiger sind Luftkammern oder Taschen, die unbedingt zu vermeiden sind. Die Blockform sollte so gewählt werden, dass der Aufschlag auf der Straße minimiert wird. Auch sollte das gleichzeitige Aufschlagen von mehreren Blöcken vermieden werden.

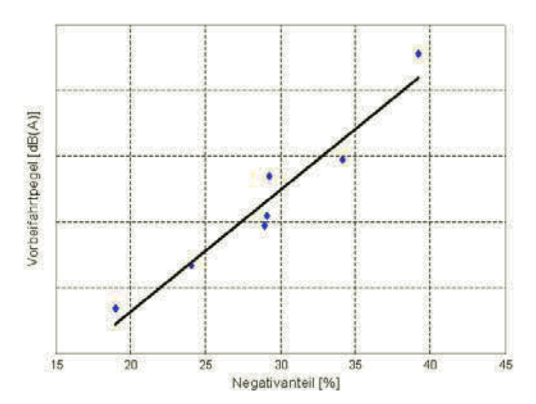


Bild 11-10: Einfluss des Negativanteils auf den Schalldruckpegel

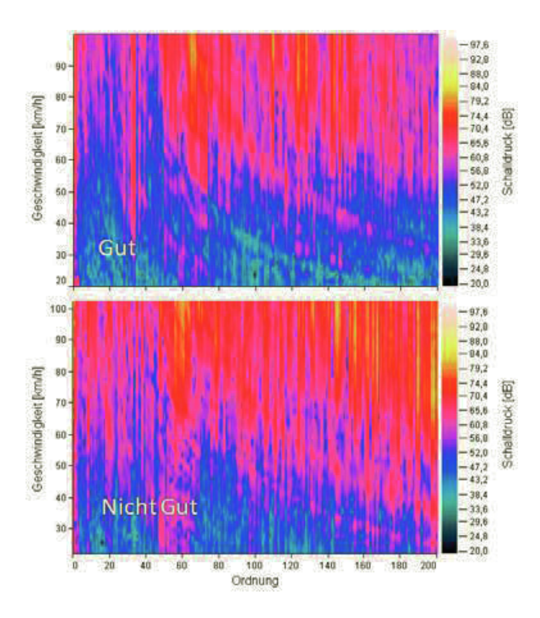


Bild 11-11: Schalldruckspektrum über Geschwindigkeit und Ordnung

Deutlicher sichtbar als in einem Frequenzspektrum werden die geschwindigkeitsabhängigen Blockaufschläge, wenn sie als Vielfache der fundamentalen Drehfrequenz (1. Ordnung) dargestellt werden. In **Bild 11-11** sind eine gute und eine schlechte Profilauslegung gegenüber gestellt. Während bei der guten Auslegung das Profil nur in wenigen Ordnungen bei höheren Geschwindigkeiten den Reifen zur starken Schallabstrahlung anregt, erfolgt bei der schlechten Auslegung die Anregung in vielen Ordnungen auch bei geringen Geschwindigkeiten.

11.2.1.2 Übertragung

Das charakteristische Schwingungsverhalten eines nicht rollenden Reifens in radialer Richtung ist aus der in **Bild 11-5** dargestellten Punktmobilität ersichtlich. In dem für das Fahrverhalten wichtigen Frequenzbereich unterhalb von 30 Hz weist der Reifen keine Resonanzen auf. Am Fahrzeug wirkt der Reifen in diesem Frequenzbereich als Feder zwischen Straße und Fahrwerk (Kapitel 4.2). Durch Verformung des Reifens können Unebenheiten in der Straßenoberfläche, je nach Steifigkeit des Reifens in radialer Richtung, isoliert werden. Der Frequenzbereich oberhalb von 30 Hz bis ca. 300 Hz zeigt ausgeprägte Resonanzen mit geringer Dämpfung. Die Amplituden der Resonanzen nehmen mit $1/\sqrt{\omega}$ ab, was der Punktmobilität eines eindimensionalen Bauteils (Balkens) entspricht (Kapitel 6.2.3). In diesem Frequenzbereich kann der Reifen als Mehrfreiheitsgrad-System approximiert werden. Der Reifen verhält sich in diesem Frequenzbereich bei Anregung mit kleinen Amplituden sogar linear, so dass die Schwingungsformen in diesem Frequenzbereich mittels experimenteller Modalanalyse bestimmt werden können (Kapitel 13.5). Eine Übersicht der Moden eines Pkw-Reifens ist in **Bild 11-12** zusammengestellt.

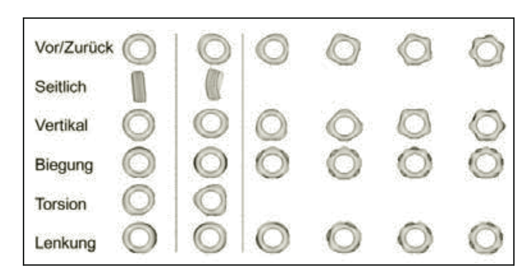


Bild 11-12: Modale Schwingformen eines Pkw-Reifens

Schwingungsuntersuchungen am nicht rollenden Reifen sind zwar für das Verständnis des Strukturverhalts wichtig, allerdings führen die dynamischen Eigenschaften der Gummimischungen beim rollenden Reifen zu einer Verschiebung der Eigenfrequenzen und zu einer Veränderung der Amplituden. Für die erste Vertikalmode ist diese Abhängigkeit in **Bild 11-13**

dargestellt. Änderungen der Eigenfrequenzen durch Temperatur und Reifeninnendruck heben sich gegenseitig auf und haben daher nur geringen Einfluss. Als Faustformel kann beim rollenden Reifen mit einer Verschiebung der Moden um ca. 7 bis 10 Hz zu tieferen Frequenzen gerechnet werden.

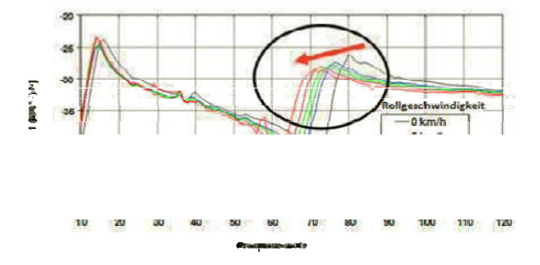


Bild 11-13: Amplitudengang der Punktinertanz der 1. Vertikalmode mit verschiedenen Geschwindigkeiten als Parameter

Oberhalb von 300 Hz ist die Amplitude der Punktmobilität nahezu frequenzunabhängig, was der Punktmobilität einer zweidimensionalen Platte entspricht (Kapitel 6.2). Die Modendichte ist so groß, dass einzelne Moden nicht mehr identifiziert werden können. Auch ist die Dämpfung bedingt durch die viskoelastischen Eigenschaften der Gummibauteile in diesem Frequenzbereich viel größer. Einen Überblick über das dynamische Verhalten in diesem Frequenzbereich gibt ein Dispersionsdiagramm des Reifens. Dabei wird bei punktförmiger Anregung des nicht rollenden Reifens mit einem Shaker auf einer Spur in radialer Richtung des Reifens die Transfermobilität zwischen den Schwingschnellen auf dem Reifen und dem Kraftaufnehmer am Shaker gemessen. Werden diese Messergebnisse wie in **Bild 11-14** gezeigt, räumlich zusammengestellt, ist das Schwingungsverhalten des Reifens deutlich sichtbar.

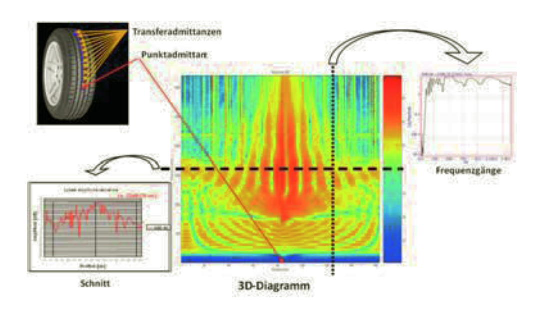


Bild 11-14: Transfermobilitäten entlang des Reifenumfangs

Noch klarer wird das Bild allerdings, wenn auf der Abszisse nicht die Position der Messung aufgetragen wird, sondern die Ergebnisse in Wellenzahlen [1/m] transformiert werden. Dann ergeben sich Dispersionsdiagramme, wie in **Bild 11-15** für zwei Reifen gezeigt. Auf dem Reifen breiten sich nur eine wenige Biegewellen aus. Die Verteilung ist für den Reifen charakteristisch. Allerdings ist es bisher noch nicht möglich, aus dem Dispersionsdiagramm direkt auf die Schallabstrahlung zu schließen.

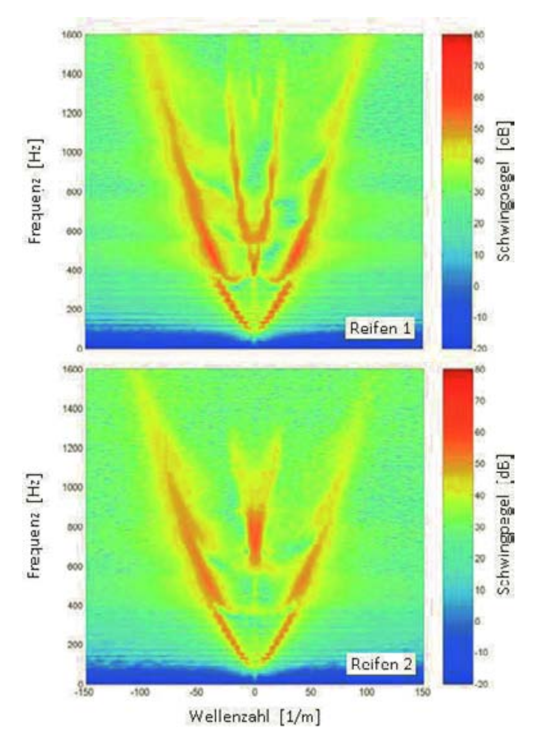


Bild 11-15: Dispersionsdiagramme von zwei Reifen der Größe 205/55 R16

11.2.1.3 Abstrahlung

Der Abstrahlgrad σ ist definiert als das Verhältnis der Schallleistung, die von einer schwingenden Fläche real abgestrahlt wird, bezogen auf die fiktive Schallleistung, die von derselben Flächeneinheit einer konphas schwingenden unendlich großen Wand als ebene Welle abgestrahlt wird (Kapitel 6.1.2). In **Bild 11-16** sind die Abstrahlgrade dreier Reifenkonstruktionen gegenübergestellt. Daraus wird ersichtlich, dass heutige Reifen mit Abstrahlgraden in der Größenordnung von 1 Promille bereits sehr wenig Schall abstrahlen. Dies ist dadurch zu erklären, dass die konphas abstrahlenden Teilflächen auf der Reifenoberfläche im Vergleich zur abgestrahlten Wellenlänge sehr klein sind. Nach Kapitel 6.1.3 kann der Abstrahlgrad in diesem Fall in erster Linie durch die Bauteilgeometrie sowie durch die Masse und die Steifigkeit beeinflusst werden. Während der Basisreifen eine geringe Schallabstrahlung über den gesamten

Frequenzbereich aufweist, führt eine Reduzierung der Reifenmasse erwartungsgemäß zu einer deutlich erhöhten Schallabstrahlung. Eine Verringerung des Abstrahlgrades durch Erhöhung der Steifigkeit und der Masse des Reifens führt aber zu erheblichen Zielkonflikten mit anderen Eigenschaften. Die Beeinflussung der Reifendimensionen zugunsten einer reduzierten Schallabstrahlung stellt ebenfalls keine realistische Option dar. Damit ergeben sich in der Praxis nur wenige Ansatzpunkte, den Abstrahlgrad zugunsten einer reduzierten Schallemission zu beeinflussen.

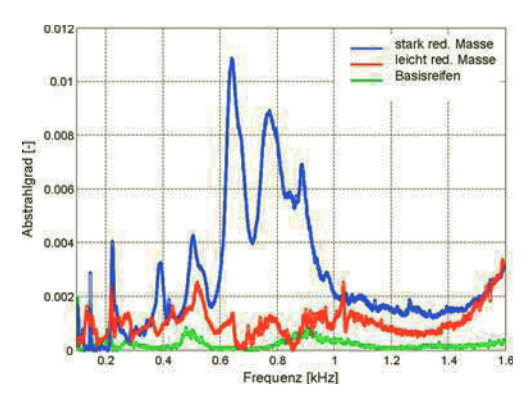


Bild 11-16: Schallabstrahlung von Reifen bei unterschiedlichen Massen

11.2.2 Kompressionsgeräusch

Damit der Reifen Lasten tragen kann, muss sich der Reifentorus so verformen, dass eine Bodenaufstandsfläche (Latsch) entsteht. Beim rollenden Reifen führt dies im Bereich der Bodenaufstandsfläche zu einer Kompression der Luft in den Profilrillen, deren Größe von der lokalen Geometrie im Kontaktbereich abhängt. Je glatter und dichter die Fahrbahnoberfläche ist, desto größer ist die Möglichkeit zum Lufteinschluss. Bei ungünstiger Profilauslegung können sich am Einlauf in die Bodenaufstandsfläche Hohlräume bilden, in denen die Luft beim Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche komprimiert wird und beim Auslauf plötzlich entweicht. Durch die Kompression und Dekompression kann ein Zischgeräusch entstehen, dessen Stärke von der Rollgeschwindigkeit und der Luftmenge bestimmt wird. Die Entstehungsmechanismen des Kompressionsgeräusches (Air Pumping) sind jedoch noch nicht vollständig verstanden.

Die beiden Hauptanregungsmechanismen des Reifen-/Fahrbahngeräusches folgen unterschiedlichen Geschwindigkeits-Exponenten und lassen sich im Frequenzbereich trennen. Strukturschwingungen finden eher im tiefen und mittleren Frequenzbereich (bis ca. 1000 Hz) statt, während die Luftkompression im höheren Frequenzbereich stattfindet. Eine klare Grenze zwischen den Mechanismen Strukturschwingungen und Luftkompression lässt sich allerdings nicht ziehen, da z.B. das Ausschnappen der Profilklötze den Reifen zu Schwingungen anregt, gleichzeitig aber auch zu einer Kompression der Luft in den Profilrillen zwischen den Profilblöcken führt.

11.2.3 Horneffekt

Da die verschiedenen Gummibauteile viskoelastische Eigenschaften mit hoher Dämpfung aufweisen, nehmen die Reifenschwingungen im Frequenzbereich oberhalb 300 Hz mit zunehmender Entfernung vom Ort der Anregung im Bereich der Bodenaufstandsfläche schnell ab. Unglücklicherweise liegt die Anregung aber akustisch sehr ungünstig in den Schalltrichtern, die sich zwischen Reifen und Straßenoberfläche bilden. Dies führt zu einer Impedanzanpassung und damit zu einer deutlichen Verstärkung des abgestrahlten Schalls. Dieser so genannte Horneffekt (Kapitel 6.1.2) kann auf nicht absorbierender Straßenoberfläche abhängig vom Winkel der Abstrahlung den Schall bis zu 20 dB(A) verstärken, wie Kropp nachgewiesen hat **(Bild 11-17)**. Der Horneffekt nimmt mit wachsendem Reifendurchmesser und abnehmender Porosität der Straßenoberfläche zu.

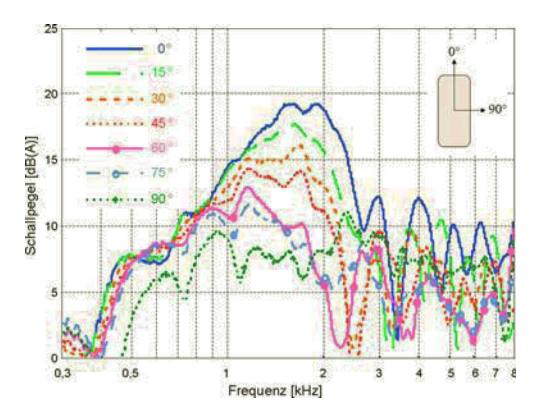


Bild 11-17: Horneffekt in Abhängigkeit von der Frequenz und dem Abstrahlwinkel des Schalls

11.2.4 Resonanzphänomene

Die in der Kontaktfläche Reifen/Fahrbahn erzeugten Geräusche werden noch verstärkt, wenn die komprimierte Luft in Resonanz gerät. Dies trifft besonders in den umlaufenden Profilrillen zu. In diesen Rillen schwingt die Luftsäule ähnlich wie in einer Orgelpfeife. Die auf solche Weise verstärkten Frequenzen liegen im Bereich von 1000 Hz, wie im folgenden Beispiel gezeigt wird.

Die erste Mode einer an beiden Seiten offenen Pfeife mit der Länge L besitzt die Wellenlänge:

$$\lambda = 2L$$

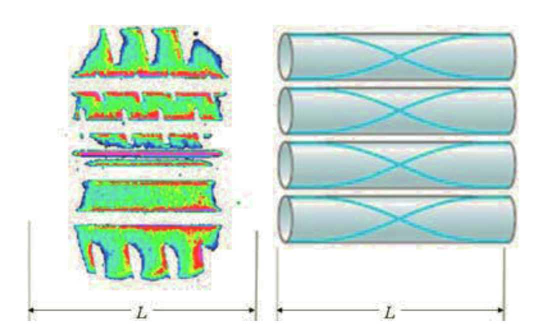


Bild 11-18: Resonanzen in der Bodenaufstandsfläche

Beim Reifen ist der Schalltrichter bei der Festlegung der Länge *L* zu berücksichtigen. Die Frequenz dieser Mode berechnet sich zu:

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{2L}$$

Für einen Pkw-Reifen mit L = 180 mm ergibt sich so eine Anregung von f = 944 Hz.

11.2.5 Zielkonflikte

Die Reduzierung des Reifen-/Fahrbahngeräusches ist meistens mit der Anpassung des Niveaus anderer Reifeneigenschaften verbunden. In **Bild 11-19** sind die wesentlichen umweltbezogenen und fahrsicherheitsbezogenen Reifeneigenschaften in einem Netzdiagramm zusammengestellt. Die schwarze Linie stellt einen in allen Eigenschaften ausgewogenen Referenzreifen dar. Die fünf farbigen Linien zeigen das Verhalten von Reifen, die hinsichtlich des Rollgeräuschs verbessert wurden. Die Verbesserungen sind dimensionslos als +, ++, die Verschlechterungen als –, –– dargestellt.

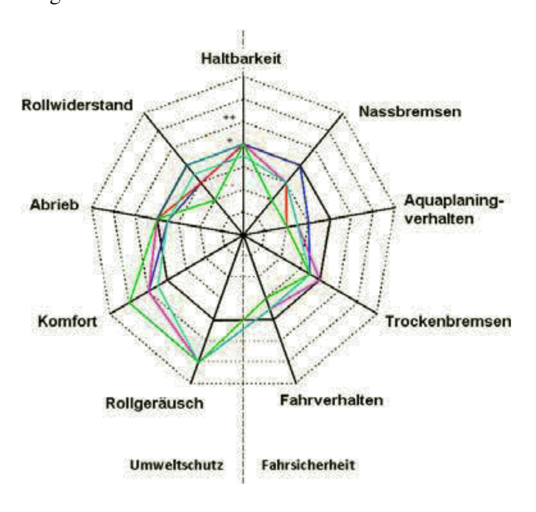


Bild 11-19: Kompromiss bei der Reifenauslegung

Durch die vorhandenen Zielkonflikte gelingt es nicht, neben dem Rollgeräusch alle anderen Eigenschaften gleichzeitig auf das Niveau ++ zu bringen. Im Folgenden wird dies an Hand der Veränderung der Laufstreifenmischung erläutert. Eine weiche und gering dämpfende Laufsteifenmischung reduziert das Rollgeräusch durch verminderte Anregung. In **Bild 11-20** ist der Einfluss der Laufstreifenmischung auf den Schallpegel auf unterschiedlichen Fahrbahnen zusammengestellt. Bei Messung des Vorbeirollpegels nach UN ECE R117 [7] wurden für drei Reifen auf drei Fahrbahnen die dargestellten Pegel gemessen. Bei Variation der Laufstreifenhärte um 20 ShA ergibt sich danach eine Änderung des Schallpegels um bis zu 3 dB. Aber diese Maßnahme verursacht Zielkonflikte mit den Fahreigenschaften, Aquaplaning und Rollwiderstand.

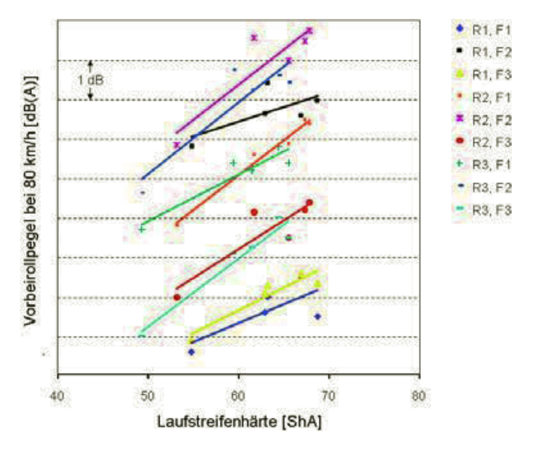


Bild 11-20: Einfluss der Laufstreifenmischung (R1, 2, 3 = Reifen 1, 2, 3 und F1, 2, 3 = Fahrbahn 1, 2, 3)

Der Einfluss auf die sicherheitsrelevanten Fahreigenschaften ist in **Bild 11-21** dargestellt. Der Reifen

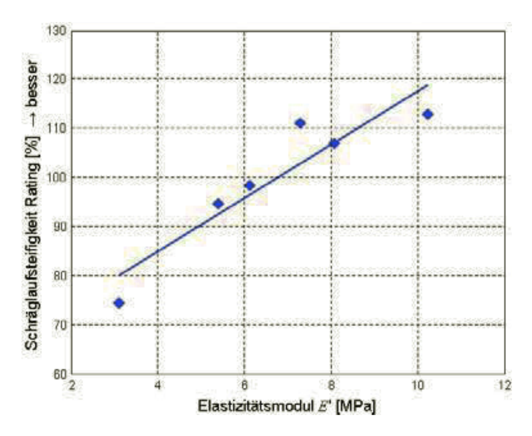


Bild 11-21: Schräglaufsteifigkeit über dem E-Modul der Laufstreifenmischung

muss in der Lage sein, hohe Seitenkräfte bei Kurvenfahrt aufzubauen. Dafür benötigt er eine ausreichend hohe Steifigkeit des Laufstreifens. Ein geringer Elastizitätsmodul der Laufstreifenmischung führt zu geringerer Schräglaufsteifigkeit. Ein hoher E-Modul aber führt zu einer stärkeren Schwingungsanregung des Reifens.

Eine weiche Laufstreifenmischung führt auch zu einem Zielkonflikt mit den Aquaplaningeigenschaften (**Bild 11-22**). Für guten Nassgriff wird Materialdämpfung im Laufsteifen benötigt. Die dann härtere Mischung führt zu einer stärkeren Schwingungsanregung des Reifens. Für gute Aquaplaningeigenschaften wird aber insbesondere eine ausreichende Profilierung des Reifens benötigt. Durch Klotzaufschlag, Luftverdrängung und Klotzausschnappen erzeugt das Profil Geräusche, umfangsorientierte Profile sind am leisesten.

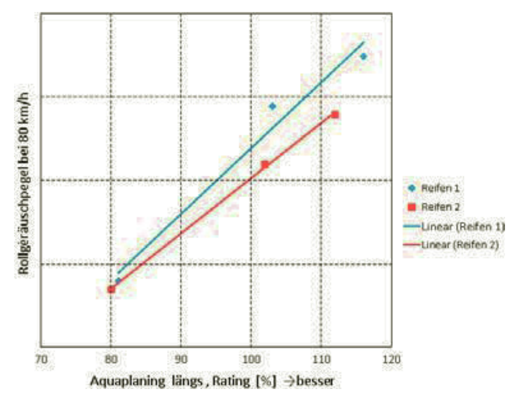


Bild 11-22: Rollgeräusch über Aquaplaning längs

Eine höher dämpfende Laufsteifenmischung reduziert das Reifen-/Fahrbahn Geräusch unter Antriebsmoment durch Bedämpfung von Klotzschwingungen.

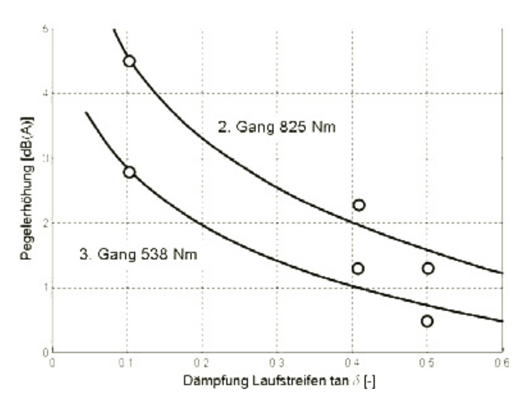


Bild 11-23: Einfluss der Dämpfung des Laufstreifenmaterials auf die Pegelerhöhung unter Last gegenüber dem Rollgeräusch ohne Last (v = 55 km/h)

Sie führt jedoch zu einem höheren Rollwiderstand. Der Einfluss der Dämpfung des Laufstreifenmaterials auf die Pegelerhöhung des Rollgeräusches unter Drehmoment ist in **Bild 11-23** gezeigt.

11.3 Fahrbahneinfluss auf das Rollgeräusch

Neben der Beeinflussung des Vorbeifahrpegels durch entsprechende Wahl der Reifenparameter wird das Reifen-/Fahrbahngeräusch auch wesentlich durch die Fahrbahntextur bestimmt. Mikro- und Makrorauhigkeit der Fahrbahnoberfläche haben einen sehr großen Einfluss auf das Rollgeräusch.

In **Bild 11-24** sind die Vorbeirollpegel nach UN ECE R117 für 40 Reifensätze zusammengestellt, die auf einem Splitt-Mastix 0/8 (SMA 0/8) und einem Asphaltbeton nach ISO 10844 gemessen wurden. Der Linienabstand beträgt 2 dB. Die meisten Reifensätze strahlen auf dem rauen SMA 0/8 deutlich mehr Schall ab als auf dem ISO Asphaltbeton.

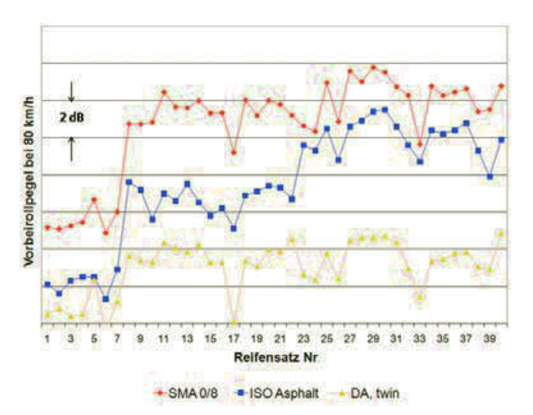


Bild 11-24: Schallpegel verschiedener Reifen auf drei Fahrbahnbelägen

In **Bild 11-25** sind die Wellenlängenspektren der Straßenoberflächen für Splitt-Mastix 0/8 und Asphalt-

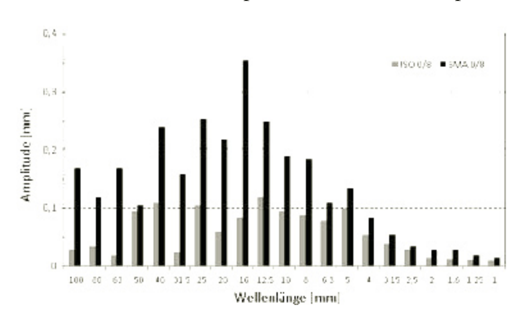
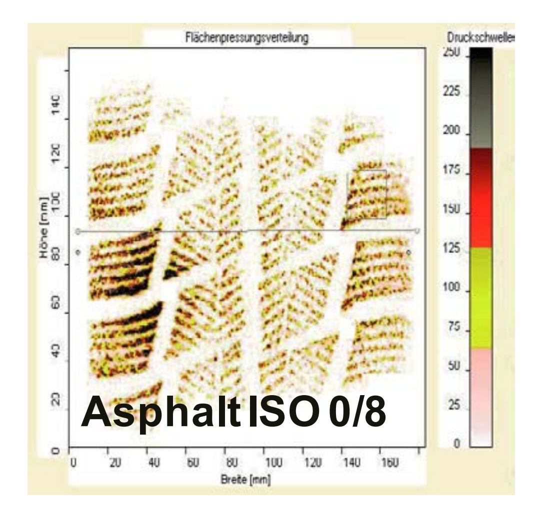


Bild 11-25: Wellenlängenspektren für SMA 0/8 und ISO 0/8 Asphalt

beton nach ISO 10844 dargestellt, der ebenfalls mit Korngrößen von 0 bis 8 mm gebaut wird. Der ISO Asphaltbeton hat trotz gleicher Korngrößen kleinere Amplituden, ist also glatter als der SMA, gleichzeitig ist die Verteilung der unterschiedlichen Wellenlängen gleichmäßiger als beim SMA 0/8 [8]. Die Auswirkungen auf die Anregung des Reifens sind entsprechend unterschiedlich. Die Bodendruckverteilung eines Reifens auf einem Asphaltbeton nach ISO 10844, einem Splitt-Mastix mit Korngrößen von 0 bis 8 mm und einem Splitt-Mastix mit Korngrößen von 0 bis 11 mm ist in **Bild 11-26** dargestellt. Je nach Rauhigkeit und Unebenheit der Fahrbahn überwiegt bei der Anregung das Reifenprofil oder die Fahrbahntextur.



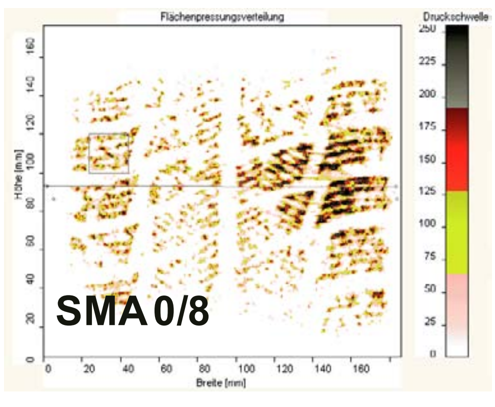


Bild 11-26: Bodendruckverteilung auf unterschiedlichen Fahrbahnen.

Prinzipiell lässt sich der Zusammenhang zwischen Vorbeirollpegel und Korngröße der Fahrbahn wie in **Bild 11-27** darstellen. Die Verringerung der Luftkompression kann durch ein großes, offenes Hohlraumvolumen erreicht werden, während die Verringerung der Reifenschwingungen eine ebene Oberfläche erfordert.

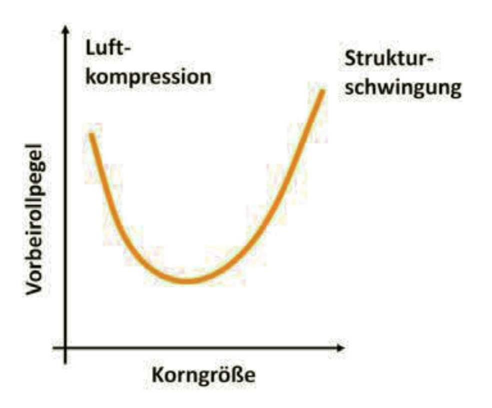


Bild 11-27: Vorbeirollpegel über der Korngröße

In **Bild 11-28** sind die Pegeldifferenz zwischen einer Fahrbahn mit mittlerer (SMA) und kleiner Makrorauhigkeit (ISO) für verschiedene Reifen zusammengestellt. Je nach Material- und Struktursteifigkeit des Laufstreifens gibt es unterschiedliche Empfindlichkeiten für die Makrorauhigkeit der Fahrbahn: raue Fahrbahnen brauchen weiche Reifenlaufbänder bzw. weiche Reifenlaufbänder verkraften raue Fahrbahnen. Ein Beispiel hierfür sind Winterreifen auf rauen skandinavischen Straßen.

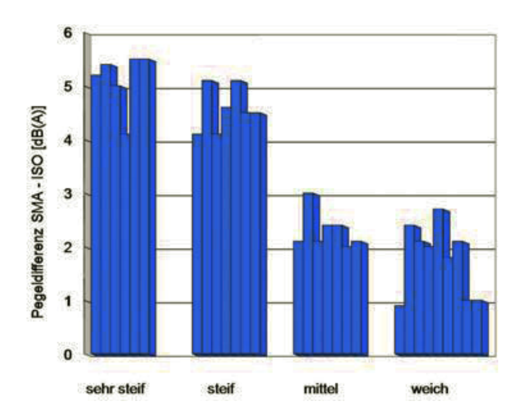


Bild 11-28: Laufbandsteifigkeit des Reifens

In **Bild 11-29** sind die Pegeldifferenz des Rollgeräusches nach UN ECE R117 [7] zwischen leistungsbetontem Sommerreifen mit Rippenprofil und Glattreifen gleicher Laufstreifenhärte auf vier unterschiedlichen Straßenbelägen aufgetragen. Neben geschliffenem Beton wurden die Messungen auf einer ISO Fahrbahn, Gussasphalt, SMA und Drainasphalt gemacht. Weiche Laufstreifen halten die Anregung gering, während harte Laufstreifen die Strukturschwin-

gung gering halten. Eine mittlere Materialhärte ist akustisch tendenziell ungünstiger. Die Fahrbahn entscheidet, ob das akustische Potential des Reifens ausgeschöpft wird.

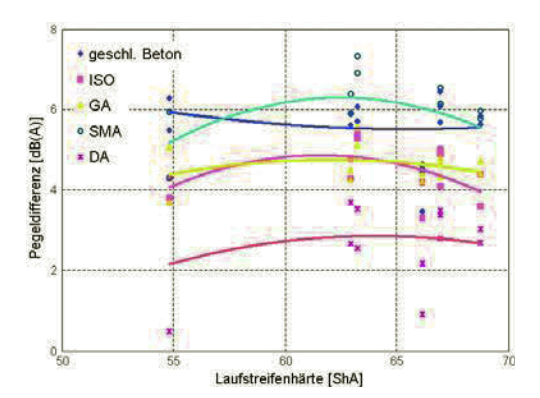


Bild 11-29: Pegeldifferenz Rippe-Glatt über der Laufstreifenhärte

Eine allerdings noch kostspielige Möglichkeit die Schallabstrahlung des Reifens zu verringern ist die Verwendung von offenporigen Straßenbelägen. Durch den Hohlraumgehalt des Drainasphalts verringern sich Strömungsgeschwindigkeiten bei der Luftverdrängung und damit die Geräuschentstehung. In **Bild 11-24** sind auch die Ergebnisse der Vorbeifahrpegel für Drain Asphalt dargestellt. Der doppellagige Drain Asphalt zeigt die geringsten Schalldruckpegel mit der geringsten Streuung. Deutlich erkennbar: Absorption direkt an der Quelle reduziert das Geräusch dramatisch.

Eine signifikante Minderung der Rollgeräusche ohne Maßnahmen im Straßenbau ist nicht möglich. Kommunen, Länder, der Bund und die Straßenbauindustrie benötigen deshalb Leitfäden, um geräuscharme Bauweisen bewerten, beauftragen und ausführen zu können. Es gibt bis heute allerdings keine entsprechenden gesetzlichen Regelungen für die Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche, obwohl diese einen mindestens ebensogroßen Einfluss auf das Abrollgeräusch hat wie der Reifen. Daher sollten die Straßenoberflächen ebenfalls einer gesetzlichen Regelung unterliegen.

11.4 Rollgeräusch außerhalb des Fahrzeugs

Der I-INCE Report: „Noise Emissions of Road Vehicles – Effect of Regulations“ [11] kommt zu dem Schluss, dass die von den Reifen während des normalen Fahrens emittierten Geräusche wesentlich verringert werden müssen, da ansonsten Regelungen zur Minderung des Verkehrslärms unwirksam sind. Reifen-/Fahrbahn Geräuschreduzierungen lassen sich danach durch Richtlinien wie die 2001/43/EC [12] (entspricht inhaltlich der UN ECE R117 [7]) erreichen, die ab August 2003 in der EU stufenweise Geräuschgrenzwerte für Reifen festlegt. Zielsetzung ist es, die 25% lautesten Pkw- und Lkw-Reifen aus dem Markt zu nehmen. Die gesamte Reifenpalette mit tausenden verschiedenen Produkten auf die gesetzlichen Forderungen in Entwicklung und Produktion abzustimmen, sowie die notwendigen Zertifizierungen durchzuführen, ist nicht von heute auf morgen möglich. Für die Umstellung älterer Reifenmodelle, die im Ersatzmarkt verkauft werden, lässt der europäische Gesetzgeber den Reifenherstellern noch Zeit: Je nach Größe bleibt bis maximal Anfang Oktober 2011, alle Produkte den neuen Grenzwerten anzupassen.

Für die Reifenindustrie ist die Richtlinie 2001/43/EC, die Grenzwerte für den rollenden Reifen festlegt, bereits die zweite den Reifen betreffende gesetzliche Geräuschforderung, denn schon seit langem existiert die Geräuschtypprüfung für das Gesamtfahrzeug gemäß UN ECE R51 [13], woraus sich Forderungen an den Reifen unter Beschleunigung ableiten. Alle Reifenhersteller führen deshalb umfangreiche Testreihen unter Berücksichtigung des Außengeräusches durch, um neu entwickelte Reifen so leise wie möglich zu machen.

Die Entwicklung des Rollgeräuschs auf ISO Asphaltbeton in den letzten 10 Jahren ist für ca. 1400 Reifensätze der Größen 195/65 R 15 und 205/55 R 16 in **Bild 11-30** dargestellt. Die Messwerte umfassen Sommer- und Winterreifen sowie Serien- und Entwicklungsreifen**.** Der Vorbeirollpegel bei Messungen nach UN ECE R117 [7] konnte im Mittel in den letzten 10 Jahren um 1 dB(A) gesenkt werden, wobei die Standardabweichung mit 1.2 dB(A) über die Jahre konstant blieb. Die Geräuschreduzierungen wurden durch Maßnahmen an Material, Konstruktion, Kontur und vor allem dem Profil des Reifens erreicht.

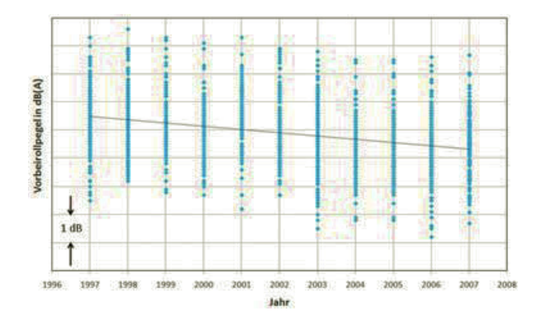


Bild 11-30: Entwicklung des Rollgeräusches auf ISO Asphalt

Am bereits hoch entwickelten Produkt Reifen sind heutzutage weitere Minderungen des Geräuschpegels anspruchsvoll, was besonders deutlich wird, wenn die gestiegenen Gebrauchseigenschaften eines Reifens verglichen werden. Die folgende Aufstellung stellt dazu typische Anforderungen von 1975 denjenigen von 2007 gegenüber:

	1975	2007
Trockenbremsweg	55 m	36 m
Nassbremsweg	85 m	55 m
Höchstgeschwindigkeit	210 km/h	300 km/h
Rollwiderstandskoef.	1,3	0,9
Gewicht	11,6 kg	8,5 kg
Laufleistung	350000 km	40000 km

Tabelle 11-2: Entwicklung der Reifeneigenschaften

Eine effektive Maßnahme zur Senkung des Rollgeräusches ist auch die Geschwindigkeitsreduzierung, da der Vorbeirollpegel L logarithmisch mit der Geschwindigkeit v anwächst:

$$L = A \cdot \lg v + B$$

Bei einer mittleren Steigung A = 32.2 der Messwerte in **Bild 11-30** ergibt sich z.B. folgendes Geräuschminderungspotential:

Δv [Km/h]	ΔL [dB(A)]
80 → 70	2
80 → 60	4
50 → 30	7

Tabelle 11-3: Einfluss der Fahrgeschwindigkeit auf den Vorbeifahrpegel

Absenkungen im Hochgeschwindigkeitsbereich (z.B. von 200 km/h auf 130 km/h wirken sich zwar unmittelbar in erster Linie auf das Windgeräusch des Fahrzeugs aus, allerdings würde die Begrenzung der Höchstgeschwindigkeit den Reifenherstellern auch die Möglichkeit eröffnen, leisere Reifen zu konstruieren, da gleichzeitig der Zielkonflikt mit dem Fahrverhalten abnimmt.

11.5 Rollgeräusch innerhalb des Fahrzeugs

Das Reifen-/Fahrbahngeräusch wird nicht nur nach außen in die Umgebung des Fahrzeuges abgestrahlt, es gelangt auch als Körperschall und/oder direkter Luftschall ins Fahrzeuginnere **(Bild 11-31)**.

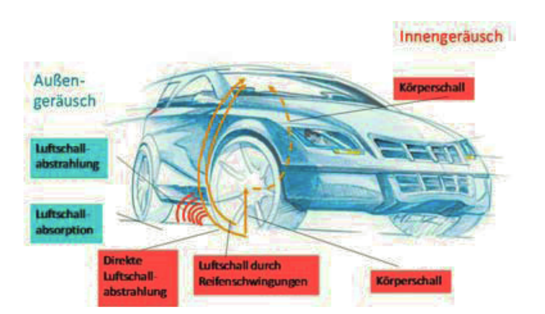


Bild 11-31: Reifen-/Fahrbahngeräuschübertragung

11.5.1 Transferpfade ins Fahrzeug

Für einen Reifen der Größe 245/40 ZR 18 wurden Messungen des Außengeräusches nach UN ECE R117 [7] bei 60 km/h durchgeführt. Das Innengeräusch wurde mit einem Kunstkopf unter identischen Bedingungen gemessen. Das Außengeräusch hat das Pegelmaximum in dem Terzband mit der Mittenfrequenz 800 Hz, während das Pegelmaximum des Innengeräusches zwischen 80 Hz und 300 Hz liegt, je nach der Filterfunktion des Fahrzeuges **(Bild 11-32)**. Bei den tiefen Frequenzen wird das Rollgeräusch durch das Fahrzeug verstärkt, während das Rollgeräusch bei höheren Frequenzen durch die Fahrzeugkonstruktion deutlich gemindert wird.

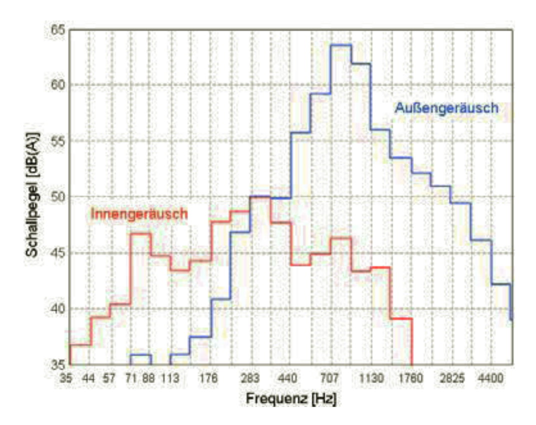


Bild 11-32: Außen-/Innengeräusch Verteilung

Im Frequenzbereich bis ca. 300 Hz wird das Rollgeräusch überwiegend als Körperschall ins Fahrzeuginnere übertragen. Die Übertragungsfunktion wird durch die modalen Eigenschaften von Reifen und Fahrwerk bestimmt. Durch die gezielte modale Verstimmung der Übertragungsfunktionen von Reifen und Fahrwerk gegeneinander, kann das Innengeräusch reduziert werden. Das Vorgehen sei am Beispiel des tieffrequenten Dröhnens gezeigt. Ausgehend von einer beanstandeten Reifenkonstruktion werden Reifen mit geänderter Torsionssteifigkeit und geänderter Kopfsteifigkeit (Steifigkeit im Laufstreifen) gebaut und die Übertragungsfunktionen zwischen

einem Mikrofon im Fahrzeuginnern und Beschleunigungsaufnehmern am Radträger gemessen. Die Pegel der Reifenvarianten im beanstandeten Frequenzbereich um 30 Hz wurden in **Bild 11-33** zusammengestellt. Aus den Diagrammen kann leicht die beste Variante zur Lösung des Problems ermittelt werden.

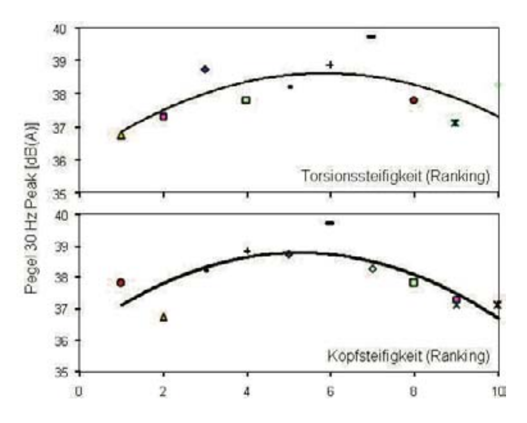


Bild 11-33: Modale Verstimmung des Reifens gegen das Fahrwerk

11.5.2 Geräuschphänomene

Hinsichtlich des Rollgeräusches im Fahrzeuginnern wird in der Reifenindustrie eine Vielzahl von Geräuschphänomenen unterschieden. Die häufigsten sind in **Bild 11-34** zusammengestellt. Die Geräuschphänomene treten bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten **(Bild 11-35)** und bei unterschiedlichen Frequenzen auf und lassen sich so separieren. Danach

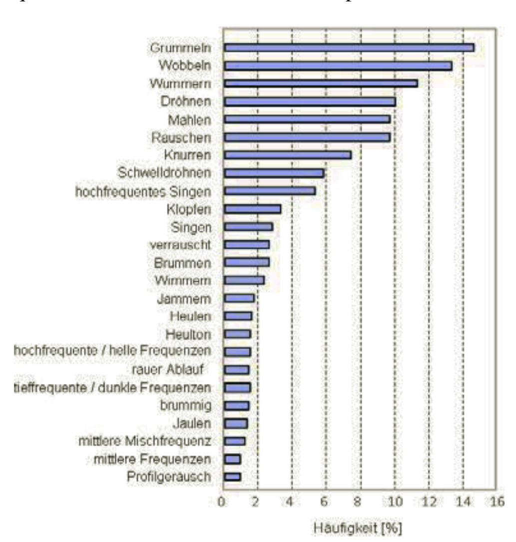


Bild 11-34: Geräuschphänomene und Häufigkeit des Auftretens

können Empfehlungen aus akustischer Sicht gemacht werden, um das Geräusch zu beeinflussen. Das Grummeln z.B. hat als Klangcharakter ein tieffrequentes stochastisch moduliertes Dröhnen und kann über Änderung der Dämpfung und Steifigkeit in der Reifenseitenwand beeinflusst werden. Das Profilgeräusch hat dagegen als Klangcharakter einen Ton mit fahrgeschwindigkeitsabhängiger Tonhöhe und lässt sich durch Änderung der Profilblockfolge und Profilgeometrie sowie der Reifenkontur und den E-Modul des Laufstreifens beeinflussen.

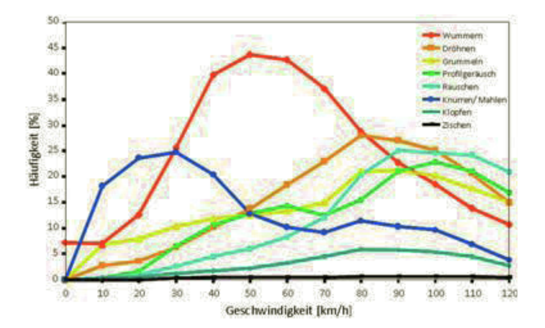


Bild 11-35: Häufigkeit der Phänomen-Gruppen über der Geschwindigkeit[1]

11.5.3 Luftschwingungen im Reifeninnern

Beim Abrollen auf makrorauer Straßenoberfläche werden neben den Schwingungen auf dem Reifen auch Schwingungen der Luft im Reifeninnern angeregt, die besonders deutlich sind, wenn die Luftsäule in einer Mode schwingt. Dies ist der Fall, wenn der mittlere Reifenumfang einer ganzen Wellenlänge entspricht:

$$2 \cdot \pi \cdot R = \lambda$$

Die Frequenz dieser auch als Kavitätsschwingung bezeichneten Mode berechnet sich für den nicht rollenden Reifen zu:

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{2 \cdot \pi \cdot R}$$

Bei einer Schallgeschwindigkeit vom 340 m/s und einem mittleren Reifenumfang von 2.0 m liegt die Kavitätsfrequenz der 1. Mode also bei 170 Hz. Je nach Reifengröße und höherer Schallgeschwindigkeit eines warmen Reifens kann diese Frequenz auch bei 250 Hz liegen. **Bild 11-36** zeigt eine Simulation des charakteristischen Verhaltens. Im linken Teil der Graphik ist das Schwingungsverhalten eines nicht rollen-

[1] Erarbeitet von der Universität Oldenburg in Kooperation mit Continental

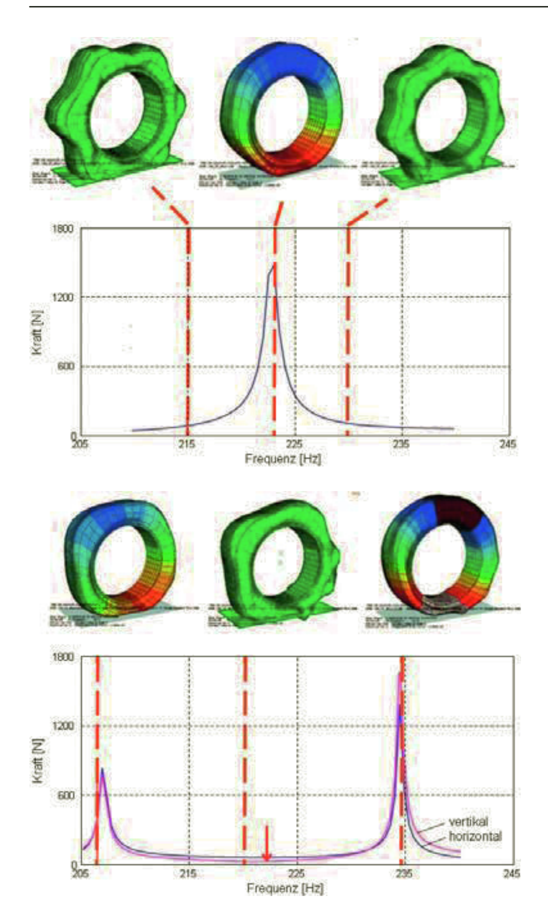


Bild 11-36: Kavitätsmoden am nicht rollenden Rad (oben) und am rollenden Rad (unten)

den Reifens berechnet. Unterhalb der Kavitätsmode (blauer Peak) schwingt der Reifen in einer Radialmode. In der Kavitätsfrequenz hat der Reifen im Hochpunkt eine maximale Amplitude und im Tiefpunkt eine minimale Amplitude, die mit der Kavitätsfrequenz wechseln. Dadurch entsteht eine resultierende Kraft auf die Reifenfelge, die als Körperschall über das Fahrwerk ins Fahrzeuginnere übertragen wird. Oberhalb der Kavitätsfrequenz schwingt der Reifen wieder in einer Radialmode.

Beim rollenden Reifen sind die Verhältnisse etwas komplizierter, da dann nicht nur eine Kavitätsfrequenz f auftritt, vielmehr gibt es in Abhängigkeit von der Rollgeschwindigkeit v zwei Moden:

$$f = \frac{c \pm v}{\lambda}$$

Während der Reifen außerhalb der Kavitätsmoden in Radialmoden schwingt, entstehen bei beiden Kavitätsmoden Schwingungen mit einer Resultierenden auf die Felge. In **Bild 11-37** ist das Kraftspektrum in vertikaler Richtung an der Radnabe während eines Auslaufs von 100 km/ auf 20 km/h auf dem Prüfstand dargestellt. Deutlich sichtbar sind die beiden Kavitätsmoden sowie die 1. Felgenmode.

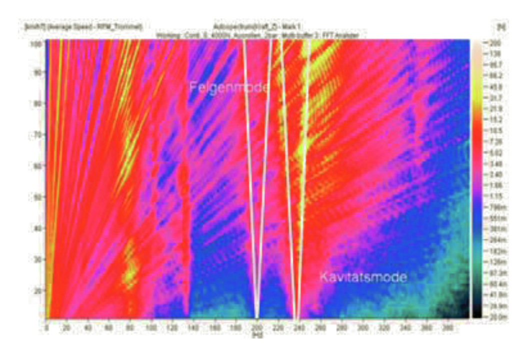


Bild 11-37: Autospektrum einer Kraftmessung während eines Reifenauslaufs

Die durch Kavitätsschwingungen erzeugte Störung ist Teil eines komplexen Schwingungssystems mit vielen Wechselwirkungen und Zielkonflikten, die einerseits durch Maßnahmen am Reifen, welche die Anregung vermindern, und andererseits durch Verstimmung des Systems Reifen/Fahrwerk beeinflusst werden kann.

Literatur

[1] Thomson, R. W.: Patentschrift Nr. 10990 von 1945. London 1857.
[2] Dunlop, J. B.: Patentschrift Nr. 10607 von 1888. London 1888.
[3] Tompkins, E.: The History of the Pneumatic Tyre. In: Progress in Rubber and Plastics Technology. Vol. 6, No. 3, 1990, pp. 207 und 208.
[4] Saemann, E.-U.: „ACES Optimal Acoustic Equivalent Source Descriptors for Automotive Noise Modeling“, European Growth Project, GRD1-1999-11202.
[5] Kropp, W. et. al: Improved rolling model and suggestions with design solutions for low noise tyres, Deliverable no. C.D1, EC-FP6 Project SILENCE, CONTRACT N. 516288, 2006.
[6] Bschorr, O.: Reduktion von Reifenlärm, Automobil-Industrie 6/86, pp. 721–728.
[7] UN-ECE Regulation No 117: Uniform provisions concerning the approval of tyres with regard to rolling sound emissions and to adhesion on wet, 2007.
[8] Projekt Leiser Verkehr, BASt, Continental, BMBF, 2003.
[9] Beckenbauer, Th. et al: Einfluss der Fahrbahntextur auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch, BMVBW, 2002.

[10] Pullwitt E.: Projekt Leiser Verkehr, BMBF, 2003.

[11] Sandberg, Ulf: Noise Emissions of road vehicles – effect of regulations
Final Report by the I-INCE Working Party on the effect of regulations on road vehicle noise, 2001 July in Noise/News International, pp. 150–206, Vol. 9, No. 3, 2001 September.

[12] Directive 2001/43/EC amending „Council Directive 92/23/EEC relating to tyres for motor vehicles and their trailers and to their fitting“, published in the Official Journal 4 August 2001.

[13] UN-ECE Regulation No 51: Uniform provisions concerning the approval of motor vehicles having at least four wheels with regard to their noise emissions, 1995.